

# Best Available Copy

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-175557

(43)Date of publication of application : 30.06.1998

(51)Int.Cl. B62D 5/083

(21)Application number : 09-337266

(71)Applicant : TRW INC

(22)Date of filing : 08.12.1997

(72)Inventor : STRONG DANIEL J

(30)Priority

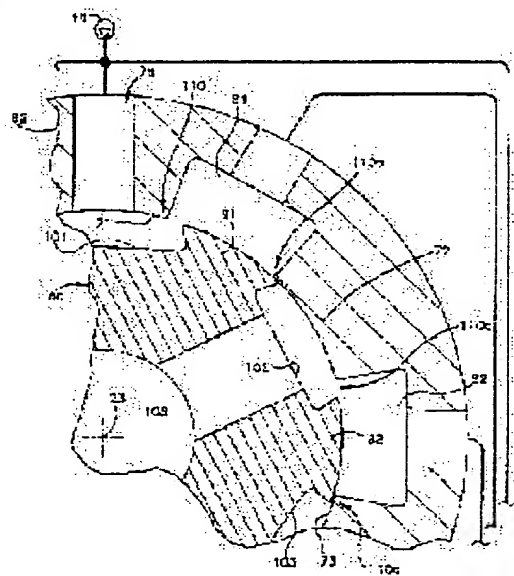
Priority number : 96 762597 Priority date : 09.12.1996 Priority country : US

### (54) POWER STEERING CONTROL VALVE WITH REDUCED NOISE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the generation of noise by hydraulic fluid flowing through an orifice consisting of the core of a hydraulic fluid control valve for a power steering device, and the land and the groove of a sleeve.

SOLUTION: A hydraulic fluid control valve comprises valve members 60 and 62 mutually rotatable around an axis 23. A hydraulic fluid flow orifice 110 comprises the valve members 60 and 62. The orifices 110 are situated centering around the axis 23 and arranged at a peripheral distant from each other. The orifices 110 are varied in size, the valve members are relatively rotated from a neutral position, and when a pair of adjacent orifices 110b and 110c effect limitation, the orifice 110a is enlarged. The orifices 110b and 110c, making a pair, effect limitation at a different speed at an initial stage and thereafter, limitation is effected at an equal speed until the orifices reach a complete limitation state.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 08.12.1997

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 2960041

[Date of registration] 30.07.1999

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-175557

(43) 公開日 平成10年(1998) 6月30日

(51) Int.Cl.<sup>5</sup>

B 6 2 D 5/083

識別記号

F I

B 6 2 D 5/083

審査請求 有 請求項の数 9 O L 外国語出願 (全 37 頁)

(21) 出願番号 特願平9-337266

(22) 出願日 平成9年(1997)12月8日

(31) 優先権主張番号 7 6 2 5 9 7

(32) 優先日 1996年12月9日

(33) 優先権主張国 米国 (U S)

(71) 出願人 591169755

ティーアールダブリュー・インコーポレー  
テッド

TRW INCORPORATED

アメリカ合衆国オハイオ州44124, リンド  
ハースト, リッチモンド・ロード 1900

(72) 発明者 ダニエル・ジェイ・ストロング

アメリカ合衆国ミシガン州48035, クリン  
トン・タウンシップ, コンテスティ・ドラ  
イブ 17429

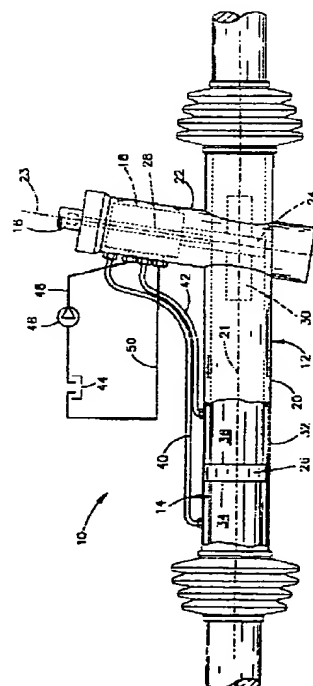
(74) 代理人 弁理士 社本 一夫 (外 5 名)

(54) 【発明の名称】 ノイズを減少させたパワーステアリング制御弁

(57) 【要約】

【課題】 パワーステアリング装置用油圧流体制御弁の  
コア及びスリーブのランド及び溝が構成するオリフィス  
を通る油圧流体が発生するノイズを減少する。

【解決手段】 油圧流体制御弁 (18) は、軸線 (2  
3) を中心として互いに対して回転自在の第1及び第2  
の弁部材 (60、62) を含む。これらの弁部材 (6  
0、62) は油圧流体流れオリフィス (110) を構成  
する。これらのオリフィスは、軸線 (23) を中心とし  
て周方向に間隔が隔てられている。オリフィス (11  
0) は、大きさが可変であり、弁部材が中立位置から相  
対的に回転し、一对の隣接したオリフィス (110b 及  
び 110c) が制限を行うとき、オリフィス (110  
a) が拡大する。対をなした制限オリフィス (110  
b、110c) は、最初は異なる速度で制限を行い、そ  
の後、これらのオリフィスが完全制限状態に達するまで  
制限を等速度で行う。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 軸線を中心として互いに対して回転自在の第1及び第2の弁部材を有し、

前記弁部材は、前記軸線を中心として周方向に間隔が隔てられた油圧流体流れオリフィスを構成するための手段を有し、前記オリフィスは、前記弁部材を中立位置から相対的に回転させて隣接した対をなしたオリフィスが制限を行うとき、オリフィスが拡大するように大きさが可変であり、

前記対をなした制限オリフィスは、最初は異なる速度で制限を行い、その後、完全制限状態に達するまで、等速度で制限を行う、ことを特徴とする装置。

【請求項2】 前記対をなした制限オリフィスは、前記完全制限状態に同時に達する、請求項1に記載の装置。

【請求項3】 前記対をなした制限オリフィスの一方は、前記対の他方のオリフィスと比較して、前記対の前記他方のオリフィスと同じ速度で制限を行う前に、最初に他方のオリフィスより早く制限を行い次いで他方のオリフィスよりゆっくりと制限を行う、請求項1に記載の装置。

【請求項4】 前記第1弁部材は、全体に円筒形状を有し、軸線方向に延びる複数のランド及び溝を有し、前記ランドの各々は、両側の第1及び第2のエッジ面間を周方向に延びる円筒形表面を有し、前記第1エッジ面は第1輪郭を有し、前記第2エッジ面は第2の異なる輪郭を有する、請求項1に記載の装置。

【請求項5】 前記第1及び第2の輪郭は、前記円筒形表面から半径方向内方にテーパしている、請求項4に記載の装置。

【請求項6】 前記第1及び第2のエッジ面は、前記溝の対応する対と隣接した初期制限部分を有し、前記初期制限部分は、不等にテーパした輪郭を有する、請求項4に記載の装置。

【請求項7】 前記第1及び第2のエッジ面は、前記円筒形表面と前記初期制限部分との間に後続制限部分を更に有し、前記後続制限部分は、等しくテーパを付けた輪郭を有する、請求項6に記載の装置。

【請求項8】 前記エッジ面の前記初期制限部分及び前記後続制限部分は平らな切子面であり、前記エッジ面は前記平らな切子面間に円弧状中間部分を更に有する、請求項7に記載の装置。

【請求項9】 前記第2弁部材は、前記軸線上に中心を持つ弁スリーブからなり、前記第1弁部材は、前記弁スリーブ内に同心に配置された弁コアからなる、請求項8に記載の装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、パワーステアリング装置用油圧流体制御弁に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 周知のパワーステアリング装置用油圧流体制御弁は、弁スリーブ内で回転自在の弁コアを有する。コア及びスリーブは、ポンプと、リザーバと、油圧モータの両側の一对の流体チャンバとの間で弁を通して流れる油圧流体の圧力を制御する。コア及びスリーブが中立位置にあるとき、両側の流体チャンバ内の油圧流体の圧力は等しい。コア及びスリーブを中立位置から回転させると、コア及びスリーブの複数のランド及び溝が協働し、両側の流体チャンバのうちの一方のチャンバ内の油圧流体の圧力を上昇し、これによってステアリング装置で油圧式パワーステアリング補助を提供する。

【0003】 コア及びスリーブのランド及び溝はオリフィスを構成し、油圧流体はこれらのオリフィスを通して流れることができる。これらのオリフィスでの変化する圧力差は、ステアリング装置でノイズを発生し易い。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 本発明の目的は、このノイズを減少することである。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】 本発明によれば、油圧流体制御弁は、軸線を中心として互いに対して回転自在の第1及び第2の弁部材を有する。これらの弁部材は、軸線を中心として周方向に間隔が隔てられた複数の油圧流体流れオリフィスを構成するための手段を有する。オリフィスは大きさが可変であり、弁部材が中立位置から相対的に回転し、一对の隣接したオリフィスが制限を行うとき、オリフィスが拡大する。対をなした制限オリフィスは、最初は異なる速度で制限を行い、その後、これらのオリフィスが完全制限状態に達するまで等速度で制限を行う。

【0006】 本発明に従って形成された弁は、油圧流体がオリフィスを通して流れるとき、比較的低レベルのノイズを発生する。ノイズは、特定のオリフィスが本発明に従って可変速度で制限を行うことによって、比較的低レベルに維持される。

【0007】 本発明のこの他の特徴は、以下の説明を添付図面を参照して読むことにより、本発明が属する技術分野の当業者に更に明らかになるであろう。

## 【0008】

【発明の実施の形態】 本発明の好ましい実施例を構成する油圧式パワーステアリング装置10を図1に示す。ステアリング装置10は、ハウジング12、細長いステアリングラック14、及び入力シャフト16を含む油圧補助ラックアンドピニオンステアリング装置である。図1に概略に示すように、ステアリング装置10は、ハウジング12内に収容された油圧流体制御弁18を更に有する。

【0009】 ラック14は、ハウジング12の下部分20を通して長さ方向に水平方向軸線21に沿って延びており、ハウジング12に対して軸線21に沿って移動す

るように支持されている。ステアリング装置10を車輛に設置するとき、ステアリング装置10を車輛の一对の操舵可能なホイールに連結するステアリングリンクにラックの両端（図示せず）を連結する。

【0010】入力シャフト16は、ハウジング12の上部部分22から別の軸線23に沿って外方に突出しており、車輛のハンドルの回転に応じて軸線23を中心として回転できる。ステアリング装置10は、軸線23を中心とした入力シャフトの回転に応じてラック14を軸線21に沿って移動するように作動する。かくして、ステアリング装置は、ハンドルの回転に応じてステアリングリンクを動かし、車輛のホイールの操舵を行う。

【0011】ステアリング装置10のこの他の部品には、ピニオンギヤ24及びピストン26が含まれる。ピニオンギヤ24は、トーションバー28によって入力シャフト16に連結されており、ラック14の一系列のラック歯30と噛み合い係合した状態で軸線23を中心として回転するように支持されている。下ハウジング部分20の管状区分32はパワーシリンダとして機能する。ピストン26は、パワーシリンダ32内のラック14に固定されている。一对の可変容積油圧流体チャンバ34及び36がパワーシリンダ32内でピストン26の両側に配置されている。

【0012】弁18は、第1二方向導管40を通してパワーシリンダ32の第1チャンバ34と連通している。弁18は、更に、第2二方向導管42を通してパワーシリンダ32の第2チャンバ36と連通している。図1に概略に示すように、弁18は、油圧流体を入口導管48を通してリザーバ44及びポンプ46から受け入れる。ポンプ46は、流れを変化させる（flow-varying）ポンプでよく、電動モータ又は車輛のエンジンで駆動できる。出口導管50は、油圧流体を弁18からリザーバ44に排出する。

【0013】弁18は、車輛のハンドルによる入力シャフト16の回転に応じて作動する。入力シャフト16をハンドルで軸線23を中心として第1方向に回転させたとき、入力シャフトはピニオンギヤ24に対して僅かに回転する。トーションバー28が撓み、ピニオンギヤ24に対する入力シャフト16のこのような回転が可能となる。弁18は、結果的な回転変位に対し、この弁18を通過して入力導管48から第1二方向流れ導管40まで延びる油圧流体流路を開放することによって、応答する。弁18は、これと同時に、第2二方向流れ導管42から弁18を通過して出口導管50まで延びる油圧流体流路を開放する。このようにして、弁18は、ポンプ46をパワーシリンダ32の第1チャンバ34と連通させて第1チャンバ34を加圧すると同時に、パワーシリンダ32の第2チャンバ36をリザーバ44と連通し、第2チャンバ36を排液する。この結果発生したポンプ46からの油圧流体の流れ、及びピストン26の前後に作用

する油圧流体圧力差により、ピストン26及びラック14を軸線21に沿って図1で見て右方に移動する。これにより、ステアリングリンクが車輛のホイールを第1方向に操舵する。

【0014】ラックがピストン26とともに軸線21に沿って移動するとき、ピニオンギヤ24がラック歯30と噛み合い係合状態で回転する。かくして、ピニオンギヤ24は入力シャフト16に対して軸線23を中心として追従的に回転し、ピニオンギヤ24と入力シャフト16との間の回転変位を相殺する。弁18は、前に開放していた油圧流体流路を開鎖することによって応答する。これにより、ピストン26に作用するパワーシリンダ32の第1及び第2のチャンバ34及び36内の油圧流体圧力が均衡し、軸線21に沿ったピストン26及びラック14の移動が停止する。

【0015】車輛のホイールを反対方向に操舵しようとする場合には、入力シャフト16をハンドルで軸線23を中心として反対方向に回転する。この場合も、トーションバー36が撓んだときに入力シャフト16がピニオンギヤ24に対して僅かに回転する。弁18は、第2チャンバ36を加圧すると同時に第1チャンバ34を排液することによって応答する。この場合、ピストン26及びラック14は、図1で見て左方に軸線方向に移動する。その結果、ピニオンギヤ24が入力シャフト16に対して追従的に回転することによって、弁18が、この場合も、パワーシリンダ32の二つのチャンバ34及び36内の油圧流体の圧力を均衡させる。かくして、ステアリング装置10は、ハンドル及び入力シャフト16の回転方向及び回転量と対応する方向及び量で車輛のホイールを操舵する。

【0016】図2に示すように、弁18は弁コア60及び弁スリーブ62を有する。コア60及びスリーブ62は、両方とも、軸線23上に中心を持つ全体に円筒形状を有する。コア60は、入力シャフト16（図1参照）の一区分によって構成される。スリーブ62は、ピニオンギヤ24（図1参照）の上端に連結されている。従って、コア60及びスリーブ62は、入力シャフト16及びピニオンギヤ24を互いに対して回転したとき、互いに対して回転する。以下に詳細に説明するように、コア60及びスリーブ62は、このとき、弁18を通過する流路を特定の流路が相対的に制限されるように変化させる。これによって、図1を参照して上文中に説明したように、加圧油圧流体の流れを、弁18を通して、ポンプ46とパワーシリンダ32のチャンバ34及び36との間に差し向ける。

【0017】スリーブ62は、コア60の周りで周方向に延びる半径方向内周64を有する。スリーブ62の内周64は、周方向に間隔が隔てられた複数のランド及び溝が構成する凹凸のある輪郭を有する。特定的には、スリーブ62は、軸線23を中心として互いから周方向に

等間隔に離間された6個のランド71、72、73、74、75、及び76を有する。スリーブ62は、更に、6個の溝81、82、83、84、85、及び86を有し、これらの溝の各々は、対をなした隣接したランド間で周方向に配置されている。

【0018】スリーブ62を通して半径方向内方に延びる3つの入口ポート78が、第1ランド71、第3ランド73、及び第5ランド75のところに配置されている。図2に概略に示すように、入口ポート78は、油圧流体をポンプ46から受け取る。

【0019】更に、図2に概略に示すように、スリーブ62の溝81-86は、パワーシリンダ32の流体チャンバ34及び36と連通している。第1溝81、第3溝83、及び第5溝85は、ピストン26の図2で見て右側のチャンバ36と連通している。第2溝82、第4溝84、及び第6溝86は、ピストン26の左側にある他方のチャンバ34と連通している。

【0020】コア60もまた、複数のランド及び溝が構成する凹凸のある輪郭を有する。これらは、6個のランド91-96及び6個の溝101-106を含む。コア60のランド91-96は、スリーブ62の溝81-86と半径方向に向き合って配置されている。コア60の溝101-106は、スリーブ62のランド71-76と半径方向に向き合って配置されている。従って、ランド71-76及び91-96の隣接した隅部が溝81-86と溝101-106との間にオリフィス110を構成する。コア60の溝102、104、及び106は、コア60内の戻りポートシステム108の対応する枝管を通してリザーバ44（図1参照）と連通している。

【0021】操舵操作が行われていない場合には、コア60及びスリーブ62は図2に示す中立位置に配置されている。この場合、油圧流体は入口ポート78から、溝101-106、溝81-86、及びオリフィス110を通して戻りポートシステム108に流入する。この流れは、ポンプ46とリザーバ44との間の圧力降下による。しかしながら、操舵操作が行われていない場合には、パワーシリンダ32のチャンバ34と36との間には圧力差がない。従って、右チャンバ36と連通した溝81、83、及び85からなる組と左チャンバ34と連通した溝82、84、及び86からなる組との間には圧力差がない。

【0022】車輛のハンドル及び入力シャフト16（図1参照）を右に廻すと、コア60が弁スリーブ62に対して図2及び図3で見て時計回り方向に回転する。この場合、12個のオリフィス110のうちの6個が拡大すると同時に他の6個のオリフィスが制限される。これにより、右チャンバ36と連通した溝81、83、及び85からなる組内の油圧流体圧力を上昇させると同時に左チャンバ34と連通した溝82、84、及び86からなる組内の油圧流体圧力を低下させる。かくして、入口ポ

ート78から戻しポートシステム108まで延びる油圧流体流れの小さな部分が溝81、83、及び85を通して右チャンバ36に変向される。これと同時に、油圧流体の同じ流れが左チャンバ34から他方の溝82、84、及び86に排液される。この際、ピストン26及びラック14が図3で見て左方に移動する。これによって、車輛の操舵可能なホイールをステアリングリンクで右方に廻す。

【0023】上文中に説明した方法で操舵操作を行ったとき、弁18内での油圧流体圧力の変化がノイズを発生する。詳細に述べると、オリフィス110の前後の圧力降下の変化によりノイズが発生する。本発明によれば、コア60のランド91-96は、オリフィス110の前後の圧力降下の変化によって生じるノイズを減少するように形成される。

【0024】図4の拡大図に示すように、拡大する一つのオリフィスは、コア60を図2の中立位置から図3のシフト位置まで回転させたときに制限される二つのオリフィス110から区別される。特定的には、拡大オリフィスの1つに図4で参照番号110aが附してある。隣接した対をなす制限オリフィス110には、参照番号110b及び110cが附してある。これらの制限オリフィス110b及び110cは、入口ポート78と戻しポートシステム108との間に並列に配置されている。本発明によれば、コア60の対応するランド91及び92は、コア60を図2の中立位置から図3のシフト位置まで回転したとき、対をなした制限オリフィス110b及び110cが、最初は、異なる速度で制限を行い、その後、完全制限状態に達するまで等速度で制限を行うように形成されている。これにより、制限オリフィス110b及び110cの前後の圧力降下の変化によって発生するノイズの量を減少する。

【0025】第4図の第1制限オリフィス110bを図5に拡大し且つ詳細に示す。この図では、コア60及びスリーブ62は中立位置で示してある。オリフィス110bは、コア60の第1ランド91とスリーブ62の第2ランド72との間の隙間である。

【0026】図5に示すように、コア60の第1ランド91は、円筒形表面120を有する。円筒形表面120は、軸線23上に中心を持つ円形の半径方向輪郭を有する（図2、図3、及び図4参照）。コア60の第1ランド91は、平らなエッジ面即ち切子面122を更に有する。切子面122は、円筒形表面120から半径方向内方に傾斜しており、円筒形表面120から、隣接した溝102の側方にあるランド91の隅部124まで延びている。かくして、ランド91は、円筒形表面120から隅部124まで半径方向内方にテーパした輪郭を有する。

【0027】図4の第2制限オリフィス110cを図6に拡大し且つ詳細に示す。この図では、コア60及びス

リーブ62は、中立位置で示してある。オリフィス110cは、コア60の第2ランド92とスリーブ62の第3ランド73との間の隙間である。

【0028】コア60の第2ランド92もまた、軸線23上に中心を持つ円形の半径方向輪郭を持つ円筒形表面130を有する。第2ランド92は、円筒形表面130から半径方向内方に傾斜した二つの不連続の平らな切子面134及び136を持つエッジ面132を更に有する。これらの切子面は、円筒形表面130から、隣接した溝103の側方にあるランド92の隅部138まで連続的に延びている。第2切子面136は、第1切子面134から半径方向内方に傾斜しており且つ延びている。かくして、オリフィス110cの側方の第2ランド92のテーパした輪郭は、オリフィス110bの側方の第1ランド91のテーパした輪郭とは異なっている。これを、第1ランド91のエッジ面122を第2ランド92のエッジ面132と重ねて示す破線140で図6に示す。同様に、図5には、第2ランド92のエッジ面132を示す破線142が第1ランド91のエッジ面122と重ねて描いてある。図5と図6とを比較することによってわかるように、切子面134の半径方向内方への傾斜角度及び半径方向内方への間隔は、切子面122の半径方向内方への傾斜角度及び半径方向内方への間隔と同じである。

【0029】オリフィス110b及び110cは、コア60の第1及び第2のランド91及び92がスリーブ62に対して図5及び図6に示す矢印150及び152の方向に移動を開始すると同時に制限を開始する。これは、コア60を図2の中立位置から図3のシフト位置に向かつて回転させるときに生じる。このような回転の最初の量中にランド91及び92の隅部124及び138が図5及び図6で見て下方に、これらの隅部と向き合ったスリーブ62の隅部154及び156に向かつて夫々移動し、これらの隅部を越える。図5のオリフィス110bは、このコア60の初期回転移動量中、図6のオリフィス110cよりも迅速に制限を行う。

【0030】コア60の次の連続した回転量において、ランド91及び92のエッジ面122及び132は、スリーブ62の隅部154及び156を越えて移動する。エッジ面132の第2切子面136が対応する隅部156を越えてこのように移動するとき、オリフィス110cはオリフィス110bよりも迅速に閉鎖する。これは、オリフィス110cの第2切子面136がオリフィス110bの切子面122よりも大きく傾斜しており且つ半径方向内方に間隔が隔てられているためである。

【0031】コア60の次の連続回転量において、エッジ面132の第1切子面134がスリーブ62の隅部156を越えて移動し、これと同時に切子面122の残りの部分が対応する隅部154を越えて移動する。切子面122及び134の角度及び半径方向内方への傾斜角度

が同じであるため、及びこれらが同心の円筒形表面120及び130から半径方向内方に同じ間隔だけ間隔が隔てられているため、オリフィス110b及び110cは、コア60のこの回転量中、同じ速度で制限を行う。オリフィス110b及び110cが制限を行う速度をこのように変化させることによって、弁18が発生するノイズの量を大幅に減少する。

【0032】図7は、オリフィス110が本発明に従って制限を行うことができる変化速度を示すグラフである中立位置からのコア60の回転角度を図7の水平方向軸線上で、°を単位として計測する。オリフィス110が構成する隙間の大きさ（幅）を図7の垂直方向軸線上でmmを単位として計測する。図7にプロットした一方の線が、図5のオリフィス110b等のオリフィスで計測した計測値を示す。図7にプロットした他方の線が、図6のオリフィス110cのようなオリフィスで計測した計測値を示す。かくして、オリフィス110bは、ランド91及び92の隅部124及び138が、これらの隅部と向き合ったスリーブ62の隅部154及び156に向かつて移動するとき、コア60の初期回転量中、オリフィス110cよりも迅速に制限を行うように示してある。これは、好ましくは、コア60の中立位置からの約1°の回転からなる。

【0033】図7に更に示してあるように、オリフィス110cは、コア60の次の連続した回転量中、制限をオリフィス110bよりも迅速に行う。これは、上文中に説明したように、第2ランド92の切子面136が比較的大きく傾斜しており且つ半径方向内方に間隔が隔てられていることによる。好ましくは、同じ方向へのコア60の約1.2°の連続回転に亘って続く。オリフィス110b及び110cは、切子面134及び122が同じ傾斜を備えているため、実質的に同じ速度で閉鎖する。これは、好ましくはコア60の同じ方向への更に約0.9°の連続回転に亘って続く。ランド91及び92の同心の円筒形表面120及び130がスリーブ62の向き合った隅部154及び156の側方に同時に移動するため、オリフィス110b及び110cはこれ以上の制限を行わない。かくして、オリフィス110b及び110cは、完全制限状態に達する。

【0034】図5及び図6に更に示すように、隅部124と隣接した第1ランド91の輪郭には参照符号Aが附してある。隅部138と隣接した第2ランド92の輪郭には、同様に、参照符号Bが附してある。図8は、これらの輪郭がコア60の周囲に亘って繰り返される好ましい位置を示す。詳細に述べると、コア60のランド91-96は、その各々がランドの一方の側に参照符号Aを附した隅部を有し、ランドの周方向反対側に参照符号Bを附した隅部を有する。この構成では、オリフィス（図2及び図3参照）のいずれかを拡大した場合、対をなした隣接したオリフィス110（即ち拡大オリフィスの周方

向両側にある二つのオリフィス)が図5及び図6を参照して上文中に説明した可変速度で制限を行う。これにより、ノイズが弁18の全周に亘って減少する。

【0035】図9は、図5及び図6のエッジ面122及び132に対する変形例として使用できる、エッジ面170及び172を重ねた対を示す。図9のエッジ面170及び172は、回転軸線(図示せず)上に中心を持つ円筒形表面174から半径方向内方に傾斜している。これらのエッジ面170及び172は、両方とも、本発明によれば、対応するオリフィスで異なる速度で制限を行う初期制限部分、及びそれに続き、完全制限状態に達するまでオリフィスを等速度で制限する後続制限部分を有する。

【0036】エッジ面170は、隣接した溝177の縁部の隅部から延びる平らな第1切子面176を含む。平らな第1切子面176は、本発明によればエッジ面170の初期制限部分として機能する。エッジ面170は、エッジ面170の後続制限部分として機能する平らな第2切子面178を更に有する。

【0037】図9に示す他方のエッジ面172は、エッジ面172の初期制限部分として連続的に機能する第1及び第2の平らな切子面180及び182及び後続制限部分として機能する平らな第3切子面184を有する。エッジ面172の第1切子面180は、エッジ面170の第1切子面176に対して半径方向内方に間隔が隔てられているが、半径方向内方への傾斜角度は同じである。エッジ面172の第3切子面184は、半径方向内方への間隔及び傾斜角度がエッジ面170の第2切子面178と同じである。

【0038】図9の切子面176及び180が切子面180の長さに沿って平行であるため、これらの切子面は、互いに協働するとき、対応するオリフィスを等速度で制限する。これを約1°から約1.4°まで延びる平行な曲線区分によって図10に示す。

【0039】図11もまた、図5及び図6のエッジ面122及び132に対する変形例として使用できるエッジ面190及び192の重なり対を示す。図11の両エッジ面190及び192は、回転軸線(図示せず)上に中心を持つ円筒形の外面194から半径方向内方に傾斜している。エッジ面190は、隣接した溝197の縁部の隅部から延びる平らな第1切子面196、及び円筒形表面194から溝197に向かって反対方向に延びる平らな第2切子面198を含む。エッジ面190の円筒形中間部分200は、二つの切子面196と198との間を円弧をなして延びている。切子面196及び198は、中間表面部分200に対して接線をなしている。第1切子面196及び中間部分200は、本発明によるエッジ面190の初期制限部分として連続的に機能する。平らな第2切子面198は、エッジ面190の後続制限部分として機能する。

【0040】図11に示す他方のエッジ面192は、平らな第1切子面202、円筒形中間部分204、及び平らな第2切子面206を有する。切子面202及び206は、中間表面部分204に対して接線をなしている。第1切子面202及び中間表面部分204は、他方のエッジ面190の対応する部分196及び200よりも大きく円筒形表面194から傾斜しており且つ半径方向内方に間隔が隔てられており、本発明によるエッジ面192の初期制限部分として連続的に機能する。エッジ面192の第2切子面206は、大きさ、傾斜角度、及び半径方向内方への間隔が、他方のエッジ面190の第2切子面198と同じであり、同様に、本発明によるエッジ面192の後続制限部分として機能する。

【0041】本発明の以上の説明から、当業者は、改良、変形、及び変更を思いつくであろう。例えば、本発明は、ランド及び溝の数6個以上又はこれ以下の相対的に回転自在の弁部品にも適用できる。当該技術分野の通常の技術の範囲内のこのような改良、変形、及び変更は、添付の特許請求の範囲によってカバーされる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の好ましい実施例を構成する装置の図である。

【図2】図1の装置の部品の、特定の部品が断面で示してあり且つ他の部品が概略に示してある図である。

【図3】部品を異なる位置で示す図2と同様の図である。

【図4】図3に示す部品の拡大図である。

【図5】図4に示す部品の拡大図である。

【図6】図4に示す部品の拡大図である。

【図7】図1の装置の性能特性を示すグラフである。

【図8】図2及び図3に示す部品の図である。

【図9】本発明の第2実施例を構成する装置の部分図である。

【図10】図9の装置の性能特性を示すグラフである。

【図11】本発明の第3実施例を構成する装置の部分図である。

#### 【符号の説明】

16 入力シャフト

18 弁

23 軸線

24 ビニオンギヤ

26 ピストン

44 リザーバ

46 ポンプ

60 弁コア

62 弁スリーブ

64 半径方向内周

71-76 ランド

78 入口ポート

81-86 溝

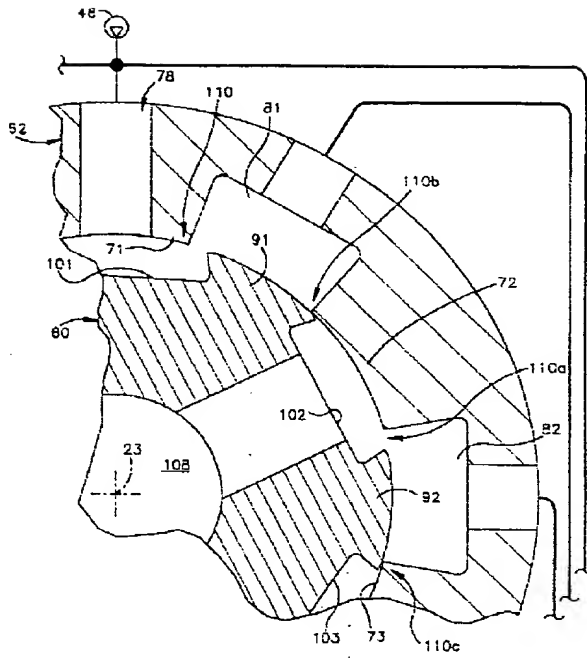
108 戻りポートシステム  
110 オリフィス

FIG. 1 is a schematic diagram of a circular device, likely a motor or generator. It features a central rotor (23) with segments (101, 102, 103, 104, 105, 106) and a stator (91) with segments (92, 93, 94, 95, 96, 97). The diagram includes various electrical connections and components labeled with numbers 1 through 14.

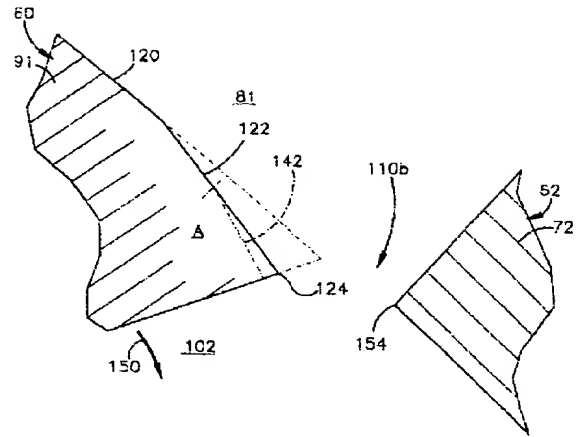
[illegible]



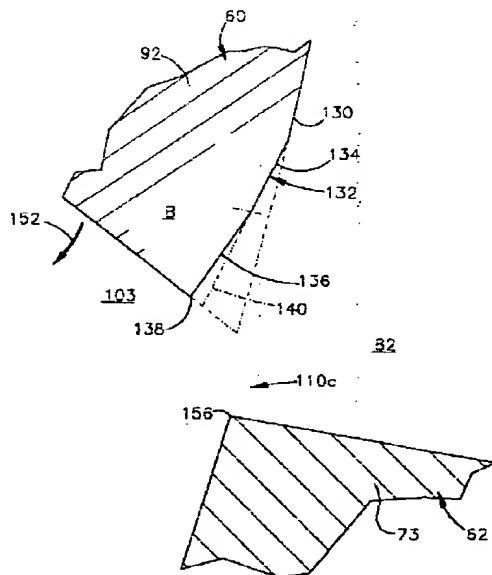
【図4】



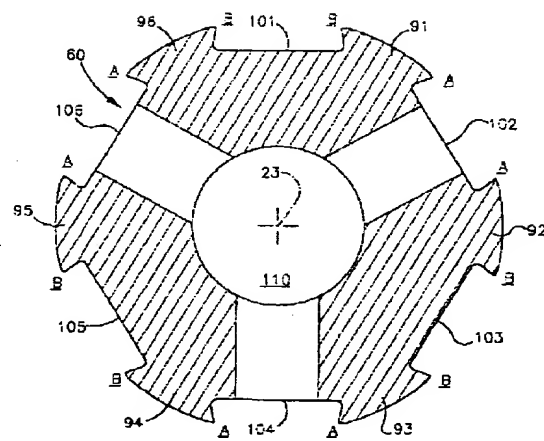
【図5】



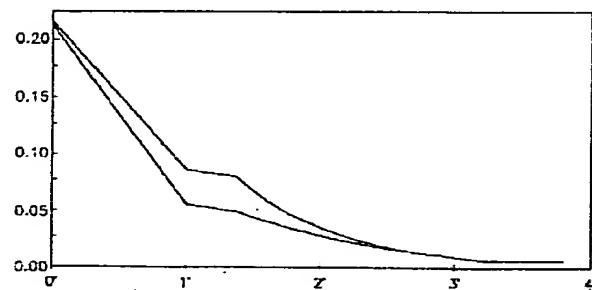
【図6】



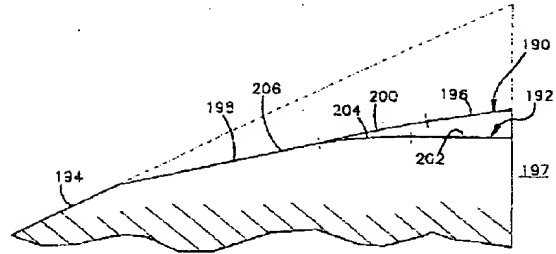
【図8】



【図10】



【図11】



## 【外国語明細書】

## Title of Invention

POWER STEERING CONTROL  
VALVE WITH NOISE REDUCTION

## Claims

1. Apparatus comprising:  
first and second valve members rotatable relative to each other about an axis;  
said valve members comprising means for defining hydraulic fluid flow orifices which are spaced apart circumferentially about said axis, said orifices being variable in size such that an orifice enlarges when an adjacent pair of orifices constrict upon relative rotation of said valve members from neutral positions;  
said pair of constricting orifices initially constricting at unequal rates, and subsequently constricting at equal rates until reaching fully constricted conditions.
2. Apparatus as defined in claim 1 wherein said pair of constricting orifices reach said fully constricted conditions simultaneously.
3. Apparatus as defined in claim 1 wherein one of said pair of constricting orifices first constricts faster and then constricts slower, as compared with the other orifice in said pair, before constricting at the same rate as said other orifice in said pair.

4. Apparatus as defined in claim 1 wherein said first valve member has a generally cylindrical shape with a plurality of axially extending lands and grooves, each of said lands having a cylindrical surface extending circumferentially between first and second opposite edge surfaces, said first edge surface having a first contour, said second edge surface having a second, different contour.

5. Apparatus as defined in claim 4 wherein said first and second contours are tapered radially inward from said cylindrical surface.

6. Apparatus as defined in claim 4 wherein said first and second edge surfaces have initially constricting portions adjacent to a corresponding pair of said grooves, said initially constricting portions having unequally tapered contours.

7. Apparatus as defined in claim 6 wherein said first and second edge surfaces further have subsequently constricting portions between said cylindrical surface and said initially constricting portions, said subsequently constricting portions having equally tapered contours.

8. Apparatus as defined in claim 7 wherein said initially and subsequently constricting portions of said edge surfaces are planar facets, said edge surfaces further having arcuate intermediate portions between said planar facets.

9. Apparatus as defined in claim 8 wherein said second valve member comprises a valve sleeve centered on said axis, said first valve member comprising a valve core located concentrically within said valve sleeve.

#### Detailed Description of Invention

##### Technical Field

The present invention relates to a hydraulic fluid control valve for a power steering gear.

##### Description of the Prior Art

A known hydraulic fluid control valve for a power steering gear includes a valve core rotatable within a valve sleeve. The core and the sleeve control the pressure of hydraulic fluid flowing through the valve between a pump, a reservoir, and a pair of opposed fluid chambers in a hydraulic motor. When the core and the sleeve are in neutral positions, the hydraulic fluid pressures in the opposed fluid chambers are equal. When the core and the sleeve are rotated from the neutral positions, a plurality of lands and grooves on the core and the sleeve cooperate to increase the hydraulic fluid pressure in one of the opposed fluid chambers, and thereby to provide hydraulic power steering assist in the steering gear.

The lands and grooves in the core and the sleeve define orifices through which the hydraulic fluid flows through the valve. Changing pressure differentials at these orifices tends to generate noise in the steering gear. It is desirable to minimize this noise.

#### Summary of the Invention

In accordance with the present invention, a hydraulic fluid control valve comprises first and second valve members which are rotatable relative to each other about an axis. The valve members comprise means for defining a plurality of hydraulic fluid flow orifices which are spaced apart circumferentially about the axis. The orifices are variable in size such that an orifice enlarges when a pair of adjacent orifices constrict upon relative rotation of the valve members from neutral positions. The pair of constricting orifices initially constrict at unequal rates, and subsequently constrict at equal rates until they reach fully constricted conditions.

A valve constructed in accordance with the present invention generates a relatively low level of noise as hydraulic fluid flows through the orifices. Noise is maintained at a relatively low level by causing certain orifices to constrict at varying rates in accordance with the present invention.

### Description of Preferred Embodiments

A hydraulic power steering gear 10 comprising a preferred embodiment of the present invention is shown in Fig. 1. The steering gear 10 is a hydraulically-assisted rack and pinion steering gear including a housing 12, an elongate steering rack 14, and an input shaft 16. As shown schematically in Fig. 1, the steering gear 10 further includes a hydraulic fluid control valve 18 which is contained in the housing 12.

The rack 14 extends longitudinally through a lower portion 20 of the housing 12 along a horizontal axis 21, and is supported for movement relative to the housing 12 along the axis 21. When the steering gear 10 is installed in a vehicle, the opposite ends (not shown) of the rack 14 are connected to steering linkages which, in turn, connect the steering gear 10 to a pair of steerable vehicle wheels.

The input shaft 16 projects outward from an upper portion 22 of the housing 12 along another axis 23, and is rotatable about the axis 23 in response to rotation of the vehicle steering wheel. The steering gear 10 operates to move the rack 14 along the axis 21 in response to rotation of the input shaft about the axis 23. The steering gear thus actuates the steering linkages to steer the vehicle wheels in response to rotation of the steering wheel.

Other parts of the steering gear 10 include a pinion gear 24 and a piston 26. The pinion gear 24 is connected with the input shaft 16 by a torsion bar 28, and is

supported for rotation about the axis 23 in meshing engagement with a row of rack teeth 30 on the rack 14. A tubular section 32 of the lower housing portion 20 functions as a power cylinder. The piston 26 is fixed to the rack 14 within the power cylinder 32. A pair of variable volume hydraulic fluid chambers 34 and 36 are located in the power cylinder 32 on opposite sides of the piston 26.

The valve 18 communicates with the first chamber 34 in the power cylinder 32 through a first two-way conduit 40. The valve 18 further communicates with the second chamber 36 in the power cylinder 32 through a second two-way conduit 42. As further shown schematically in Fig. 1, the valve 18 receives hydraulic fluid from a reservoir 44 and a pump 46 through an inlet conduit 48. The pump 46 could be a flow-varying pump, and could be driven by an electric motor or by the vehicle engine. An outlet conduit 50 exhausts hydraulic fluid from the valve 18 to the reservoir 44.

The valve 18 operates in response to rotation of the input shaft 16 with the vehicle steering wheel. When the input shaft 16 rotates with the steering wheel in a first direction about the axis 23, it rotates slightly relative to the pinion gear 24. The torsion bar 28 flexes to permit such rotation of the input shaft 16 relative to the pinion gear 24. The valve 18 responds to the resulting rotational displacement by opening hydraulic fluid flow paths that



extend through the valve 18 from the inlet conduit 48 to the first two-way flow conduit 40. The valve 18 simultaneously opens hydraulic fluid flow paths that extend through the valve 18 from the second two-way flow conduit 42 to the outlet conduit 50. As a result, the valve 18 communicates the pump 46 with the first chamber 34 in the power cylinder 32 to pressurize the first chamber 34, and simultaneously communicates the second chamber 36 in the power cylinder 32 with the reservoir 44 to exhaust the second chamber 36. A resulting flow of hydraulic fluid from the pump 46, and a resulting hydraulic fluid pressure differential acting across the piston 26, cause the piston 26 and the rack 14 to move to the right, as viewed in Fig. 1, along the axis 21. This causes the steering linkage to steer the vehicle wheels in a first direction.

As the rack moves along the axis 21 with the piston 26, the pinion gear 24 rotates in meshing engagement with the rack teeth 30. The pinion gear 24 thus rotates about the axis 23 relative to the input shaft 15 in a follow-up manner so as to cancel the rotational displacement between the pinion gear 24 and the input shaft 15. The valve 18 responds by closing the previously opened hydraulic fluid flow paths. This equalizes the hydraulic fluid pressures acting on the piston 26 in the two chambers 34 and 36 in the power cylinder 32, and causes the piston 26 and the rack 14 to stop moving along the axis 21.

When the vehicle wheels are to be steered in an opposite direction, the input shaft 16 is rotated with the steering wheel in an opposite direction about the axis 23, and is again rotated slightly relative to the pinion gear 24 upon flexing of the torsion bar 28. The valve 18 responds by pressurizing the second chamber 36 and by simultaneously exhausting the first chamber 34. The piston 26 and the rack 14 then move axially to the left, as viewed in Fig. 1. A resulting follow-up rotation of the pinion gear 24 relative to the input shaft 16 causes the valve 18 again to equalize the hydraulic fluid pressures in the two chambers 34 and 36 in the power cylinder 32. The steering gear 10 thus steers the vehicle wheels in directions and amounts corresponding to the directions and the amounts of rotation of the steering wheel and the input shaft 16.

As shown in Fig. 2, the valve 18 includes a valve core 60 and a valve sleeve 62. Both the core 60 and the sleeve 62 have generally cylindrical shapes centered on the axis 23. The core 60 is defined by a section of the input shaft 16 (Fig. 1). The sleeve 62 is connected with an upper end portion of the pinion gear 24 (Fig. 1). Accordingly, the core 60 and the sleeve 62 rotate relative to each other when the input shaft 16 and the pinion gear 24 rotate relative to each other. As described in detail below, the core 60 and the sleeve 62 then vary the hydraulic fluid flow paths extending through the valve 18 so that certain flow paths become relatively unrestricted and certain flow

paths become relatively restricted. Pressurized flows of hydraulic fluid are thereby directed through the valve 18 between the pump 46 and the chambers 34 and 36 in the power cylinder 32, as described above with reference to Fig. 1.

The sleeve 62 has a radially inner periphery 64 extending circumferentially around the core 60. The inner periphery 64 of the sleeve 62 has an undulating contour defined by a plurality of circumferentially spaced lands and grooves. Specifically, the sleeve 62 has six lands 71, 72, 73, 74, 75 and 76 which are equally spaced from each other circumferentially about the axis 23. The sleeve 62 further has six grooves 81, 82, 83, 84, 85 and 86, each of which is located circumferentially between a pair of adjacent lands.

Three inlet ports 78 extend radially inward through the sleeve 62 at the locations of the first land 71, the third land 73, and the fifth land 75. As shown schematically in Fig. 2, the inlet ports 78 receive hydraulic fluid from the pump 46.

As further shown schematically in Fig. 2, the grooves 81-86 on the sleeve 62 communicate with the fluid chambers 34 and 36 in the power cylinder 32. The first, third and fifth grooves 81, 83 and 85 communicate with the chamber 36 on the right side of the piston 26, as viewed in Fig. 2. The second, fourth and sixth grooves 82, 84 and 86 communicate with the other chamber 34 on the left side of the piston 26.

The core 60 also has an undulating contour defined by a plurality of lands and grooves. These include six lands 91-96 and six grooves 101-106. The lands 91-96 on the core 60 are located radially opposite the grooves 81-86 on the sleeve 62. The grooves 101-106 on the core 60 are located radially opposite the lands 71-76 on the sleeve 62. Accordingly, the adjacent corners of the lands 71-76 and 91-96 define orifices 110 between the grooves 81-86 and 101-106. Three of the grooves 102, 104 and 106 on the core 60 communicate with the reservoir 44 (Fig. 1) through corresponding branches of a return port system 108 within the core 60.

When a steering maneuver is not being performed, the core 60 and the sleeve 62 are located in neutral positions, as shown in Fig. 2. Hydraulic fluid then flows from the inlet ports 78 to the return port system 108 through the grooves 101-106, the grooves 81-86, and the orifices 110. This flow results from a pressure drop between the pump 46 and the reservoir 44. However, there is no pressure differential between the chambers 34 and 36 in the power cylinder 32 when a steering maneuver is not being performed. Accordingly, there is no pressure differential between the set of grooves 81, 83 and 85 that communicate with the right chamber 36 and the other set of grooves 82, 84 and 86 that communicate with the left chamber 34.

When the vehicle steering wheel and the input shaft 16 (Fig. 1) are turned to the right, the core 60 rotates

relative to the valve sleeve 62 in a clockwise direction, as viewed in Figs. 2 and 3. Six of the twelve orifices 110 are then enlarged, and the other six orifices 110 are simultaneously constricted. This causes the hydraulic fluid pressure to increase in the set of grooves 81, 83 and 85 that communicate with the right chamber 36 in the power cylinder 32, and simultaneously causes the hydraulic fluid pressure to decrease in the set of grooves 82, 84 and 86 that communicate with the left chamber 34. A small portion of the hydraulic fluid flow extending from the inlet ports 78 to the return port system 108 is thus diverted to the right chamber 36 through the grooves 81, 83 and 85. An equal flow of hydraulic fluid is simultaneously exhausted from the left chamber 34 to the other grooves 82, 84 and 86. The piston 25 and the rack 14 then move to the left, as viewed in Fig. 3. This causes the steering linkages to turn the steerable vehicle wheels to the right.

When a steering maneuver is being performed in the foregoing manner, the changing hydraulic fluid pressures within the valve 18 can generate noise. In particular, noise can be generated by the changing pressure drops across the orifices 110. In accordance with the present invention, the lands 91-96 on the core 60 are shaped to reduce noise generated by the changing pressure drops across the orifices 110.

As shown in the enlarged view of Fig. 4, one of the orifices 110 that enlarges is differentiated from two of

the orifices 110 that constrict upon rotation of the core 60 from the neutral position of Fig. 2 to the shifted position of Fig. 3. Specifically, one of the enlarging orifices 110 is designated by the reference number 110a in Fig. 4. An adjacent pair of constricting orifices 110 are designated by the reference numbers 110b and 110c. Those constricting orifices 110b and 110c are located in parallel between the inlet ports 78 and the return port system 108. In accordance with the present invention, the corresponding lands 91 and 92 on the core 60 are shaped so that the pair of constricting orifices 110b and 110c initially constrict at unequal rates, and subsequently constrict at equal rates until reaching fully constricted conditions, when the core 60 is rotated from the neutral position of Fig. 2 to the shifted position of Fig. 3. This reduces the amount of noise that is generated by the changing pressure drops across those constricting orifices 110b and 110c.

The first constricting orifice 110b of Fig. 4 is shown in enlarged detail in Fig. 5, with the core 60 and the sleeve 62 being shown in the neutral positions. The orifice 110b is a gap between the first land 91 on the core 60 and the second land 72 on the sleeve 62.

As shown in Fig. 5, the first land 91 on the core 60 has a cylindrical surface 120. The cylindrical surface 120 has a circular radial contour centered on the axis 23 (Figs. 2-4). The first land 91 on the core 60 further has a planar edge surface or facet 122. The facet 122 is

inclined radially inward from the cylindrical surface 120, and extends from the cylindrical surface 120 to the corner 124 of the land 91 beside the adjacent groove 102. The contour of the land 91 is thus tapered radially inward from the cylindrical surface 120 to the corner 124.

The second constricting orifice 110c of Fig. 4 is shown in enlarged detail in Fig. 6, also with the core 60 and the sleeve 62 being shown in the neutral positions. The orifice 110c is a gap between the second land 92 on the core 60 and the third land 73 on the sleeve 62.

The second land 92 on the core 60 also has a cylindrical surface 130 with a circular radial contour centered on the axis 23. The second land 92 further has an edge surface 132 with two discreet planar facets 134 and 136 which are inclined radially inward from the cylindrical surface 130, and which extend successively from the cylindrical surface 130 to the corner 138 of the land 92 beside the adjacent groove 103. The second facet 136 is inclined and extends radially inward from the first facet 134. The second land 92 thus has a tapered contour beside the orifice 110c which differs from the tapered contour of the first land 91 beside the orifice 110b. This is indicated in Fig. 6 by a dashed line 140 which shows the edge surface 122 of the first land 91 superimposed on the edge surface 132 of the second land 92. Fig. 5 similarly has a dashed line 142 showing the edge surface 132 of the second land 92 superimposed on the edge surface 122 of the

first land 91. As shown by comparison of Fig. 5 with Fig. 6, the angle of radially inwardly inclination and the radially inward spacing of the facet 134 are the same as the angle of radially inward inclination and the radially inward spacing of the facet 122.

The orifices 110b and 110c simultaneously begin to constrict as the first and second lands 91 and 92 on the core 60 begin to move relative to the sleeve 62 in the directions indicated by the arrows 150 and 152 shown in Figs. 5 and 6. This occurs when the core 60 is rotated from the neutral position of Fig. 2 toward the shifted position of Fig. 3. During an initial amount of such rotation, the corners 124 and 138 of the lands 91 and 92 move downward, as viewed in Figs. 5 and 6, toward and past the opposed corners 154 and 155 on the sleeve 62, respectively. The orifice 110b of Fig. 5 constricts faster than the orifice 110c of Fig. 5 during this initial amount of rotation of the core 60.

In a next successive amount of rotation of the core 60, the edge surfaces 122 and 132 of the lands 91 and 92 move past the corners 154 and 156 on the sleeve 62. As the second facet 136 of the edge surface 132 moves past the corresponding corner 156 in this manner, the orifice 110c closes faster than the orifice 110b. This is because the second facet 136 at the orifice 110c is inclined and spaced radially inward more than the facet 122 at the orifice 110b.



In a next successive amount of rotation of the core 60, the first facet 134 of the edge surface 132 moves past the corner 156 on the sleeve 62, and the remaining portion of the facet 122 simultaneously moves past the corresponding corner 154. Since the facets 122 and 134 have the same angle of radially inward inclination, and are equally spaced radially inward from the concentric cylindrical surfaces 120 and 130, the orifices 110b and 110c constrict at equal rates during this amount of rotation of the core 60. The amount of noise generated in the valve 18 is greatly reduced by varying the rates at which the orifices 110b and 110c constrict in this manner.

Fig. 7 is a graph showing the varying rates at which the orifices 110 can constrict in accordance with the present invention. The angle of rotation of the core 60 from the neutral position is measured in degrees on the horizontal axis of Fig. 7. The sizes (widths) of the gaps defined by the orifices 110 are measured in millimeters on the vertical axis of Fig. 7. One of the lines plotted on Fig. 7 represents measurements taken at an orifice like the orifice 110b of Fig. 5. The other line plotted on Fig. 7 represents measurements taken at an orifice like the orifice 110c of Fig. 6. The orifice 110b is thus shown to constrict faster than the orifice 110c during the initial amount of rotation of the core 60 when the corners 124 and 138 of the lands 91 and 92 are moving toward the opposed corners 154 and 156 of the sleeve 62. This preferably

comprises approximately  $1^\circ$  of rotation of the core 60 from the neutral position.

As further shown in Fig. 7, the orifice 110c constricts faster than the orifice 110b during the next successive amount of rotation of the core 60. This results from the relatively greater inclination and radially inward spacing of the facet 136 on the second land 92, as described above, and preferably continues throughout approximately  $1.2^\circ$  of continued rotation of the core 60 in the same direction. The orifices 110b and 110c subsequently close at equal rates as a result of the equal inclination of the facets 134 and 122. This preferably continues throughout approximately  $0.9$  degrees more of continued rotation of the core 60 in the same direction. No further constriction of the orifices 110b and 110c occurs as the concentric cylindrical surfaces 120 and 130 of the lands 91 and 92 move simultaneously beside the opposed corners 154 and 156 of the sleeve 62. The orifices 110b and 110c thus reach fully constricted conditions simultaneously.

As further shown in Figs. 5 and 6, the contour of the first land 91 adjacent to the corner 124 is designated by the letter A. The contour of the second land 92 adjacent the corner 138 is similarly designated by the letter B. Fig. 8 shows the preferred locations where those contours are repeated about the circumference of the core 60. Specifically, each of the lands 91-96 on the core 60 has

the contour designated A at one side of the land, and has the contour designated B at the circumferentially opposite side of the land. In this arrangement, when any one of the orifices 110 (Figs. 2 and 3) enlarges, the pair of adjacent orifices 110 (i.e., the two orifices on circumferentially opposite sides of the enlarging orifice) constrict at the varying rates described above with references to Figs. 5 and 6. This ensures that noise is reduced throughout the entire circumference of the valve 18.

Fig. 9 shows a superimposed pair of edge surfaces 170 and 172 that can be used as alternatives for the edge surfaces 122 and 132 of Figs. 5 and 6. The edge surfaces 170 and 172 of Fig. 9 are inclined radially inward from a cylindrical surface 174 which is centered on the axis of rotation (not shown). Both of the edge surfaces 170 and 172 have initially constricting portions for causing corresponding orifices to constrict at unequal rates, and further have subsequently constricting portions for causing the orifices subsequently to constrict at equal rates until reaching fully constricted conditions, in accordance with the present invention.

The edge surface 170 includes a first planar facet 176 extending from a corner at the edge of an adjacent groove 177. The first planar facet 176 functions as an initially constricting portion of the edge surface 170 in accordance with the present invention. The edge surface 170 further

includes a second planar facet 178 which functions as a subsequently constricting portion of the edge surface 170.

The other edge surface 172 shown in Fig. 9 has a first and second planar facets 180 and 182 which function successively as an initially constricting portions of the edge surface 172, and further has a third planar facet 184 which functions as a subsequently constricting portion. The first facet 182 of the edge surface 172 is spaced radially inward relative to the first facet 176 of the edge surface 170, but has the same angle of radially inward inclination. The third facet 184 of the edge surface 172 has the same radially inward spacing and angle of inclination as the second facet 178 of the edge surface 170.

Since the facets 176 and 180 of Fig. 9 are parallel along the length of the facet 180, they cause corresponding orifices to constrict at equal rates when they act together. This is indicated in Fig. 10 by the parallel curve sections extending from approximately  $1^\circ$  to approximately  $1.4^\circ$ .

Fig. 11 also shows a superimposed pair of edge surfaces 190 and 192 that can be used as alternatives for the edge surfaces 122 and 132 of Figs. 5 and 6. Both of the edge surfaces 190 and 192 of Fig. 11 are inclined radially inward from a cylindrical outer surface 194 which is centered on the axis of rotation (not shown). The edge surface 190 includes a first planar facet 196 extending

from a corner at the edge of an adjacent groove 197, and further includes a second planar facet 198 extending oppositely from the cylindrical surface 194 toward the groove 197. A cylindrical intermediate portion 200 of the edge surface 190 extends in an arc between the two facets 196 and 198. The facets 196 and 198 are tangential to the intermediate surface portion 200. The first facet 196 and the intermediate portion 200 function successively as initially constricting portions of the edge surface 190 in accordance with the present invention. The second planar facet 198 functions as a subsequently constricting portion of the edge surface 190.

The other edge surface 192 shown in Fig. 11 has a first planar facet 202, a cylindrical intermediate portion 204, and a second planar facet 206. The facets 202 and 206 are tangential to the intermediate surface portion 204. The first facet 202 and the intermediate surface portion 204 are inclined and spaced radially inward from the cylindrical surface 194 more than the corresponding portions 196 and 200 of the other edge surface 190, and function successively as initially constricting portions of the edge surface 192 in accordance with the present invention. The second facet 206 of the edge surface 192 has the same size, angle of inclination, and radially inward spacing as the second facet 198 of the other edge surface 190, and likewise functions as a subsequently

constricting portion of the edge surface 192 in accordance with the present invention.

From the above description of the invention, those skilled in the art will perceive improvements, changes and modifications. For example, the present invention is equally applicable to a relatively rotatable valve part having more or less than six lands and grooves. Such improvements, changes and modifications within the skill of the art are intended to be covered by the appended claims.

# Brief Description of Drawings

Further features of the present invention will become apparent to those skilled in the art to which the present invention relates from reading the following description with reference to the accompanying drawings, in which:

Fig. 1 is a view of an apparatus comprising a preferred embodiment of the present invention;

Fig. 2 is a view of parts of the apparatus of Fig. 1, with certain parts being shown in section and with other parts being shown schematically;

Fig. 3 is a view similar to Fig. 2 showing parts in different positions;

Fig. 4 is an enlarged partial view of parts shown in Fig. 3;

Figs. 5 and 6 are enlarged partial views of parts shown in Fig. 4;

Fig. 7 is a graph showing performance characteristics of the apparatus of Fig. 1;

Fig. 8 is a view of a part shown in Figs. 2 and 3;

Fig. 9 is a partial view of an apparatus comprising a second embodiment of the present invention;

Fig. 10 is a graph showing performance characteristics of the apparatus of Fig. 9; and

Fig. 11 is a partial view of an apparatus comprising a third embodiment of the present invention.

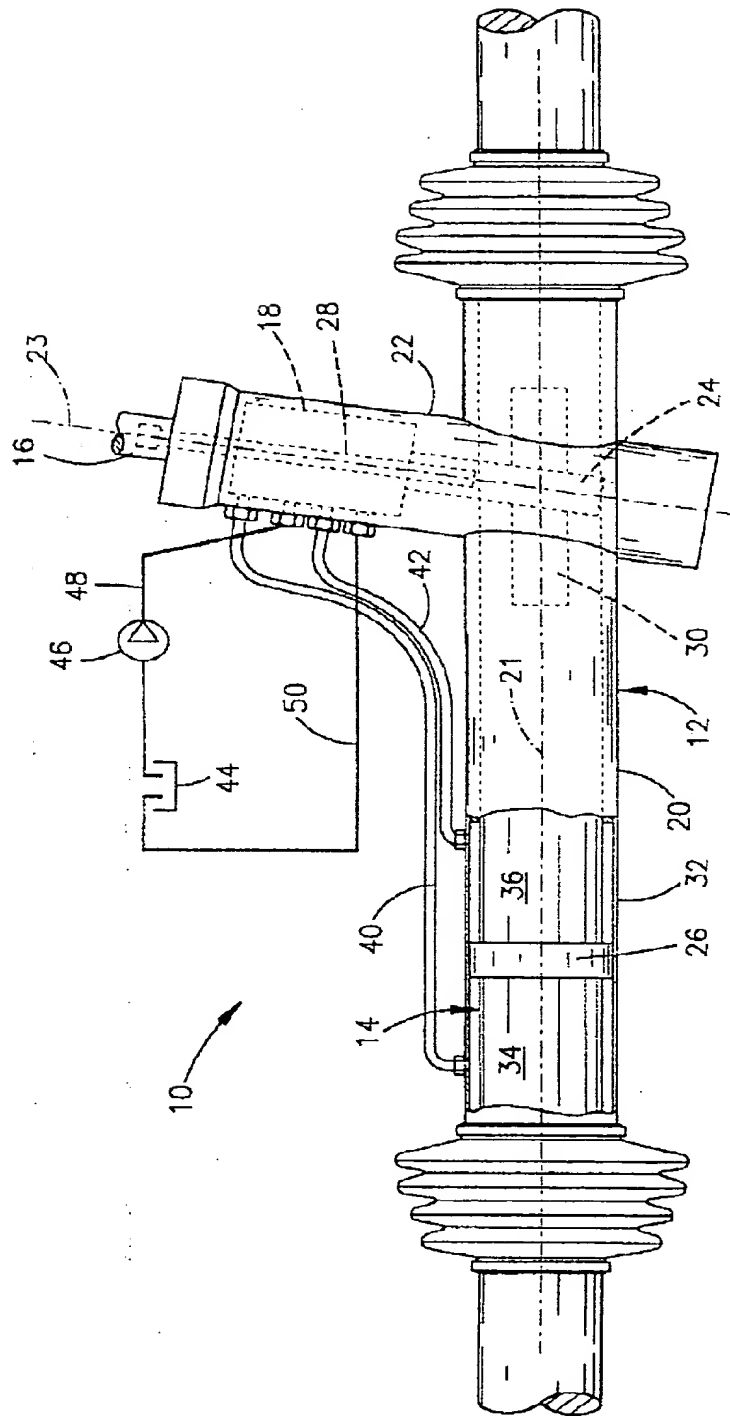
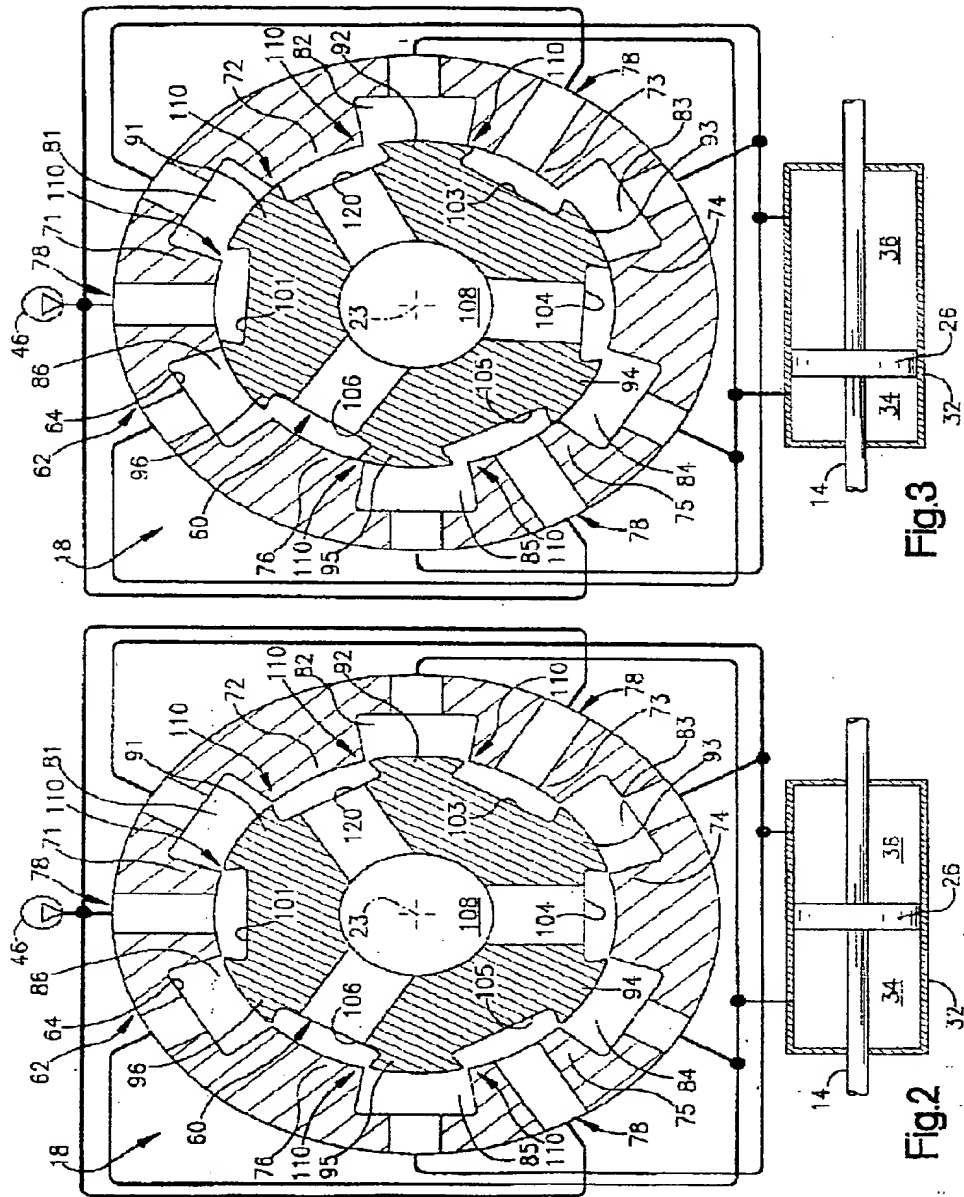


Fig.1





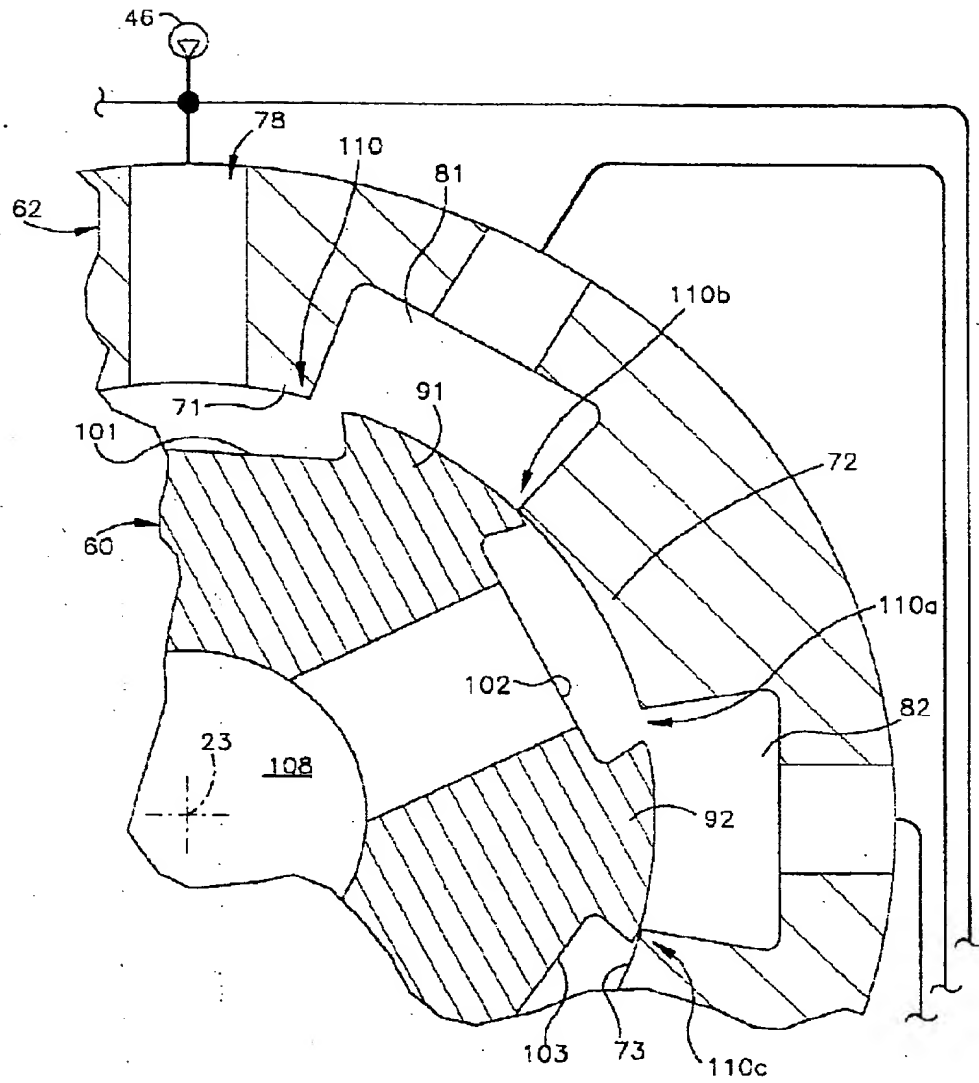
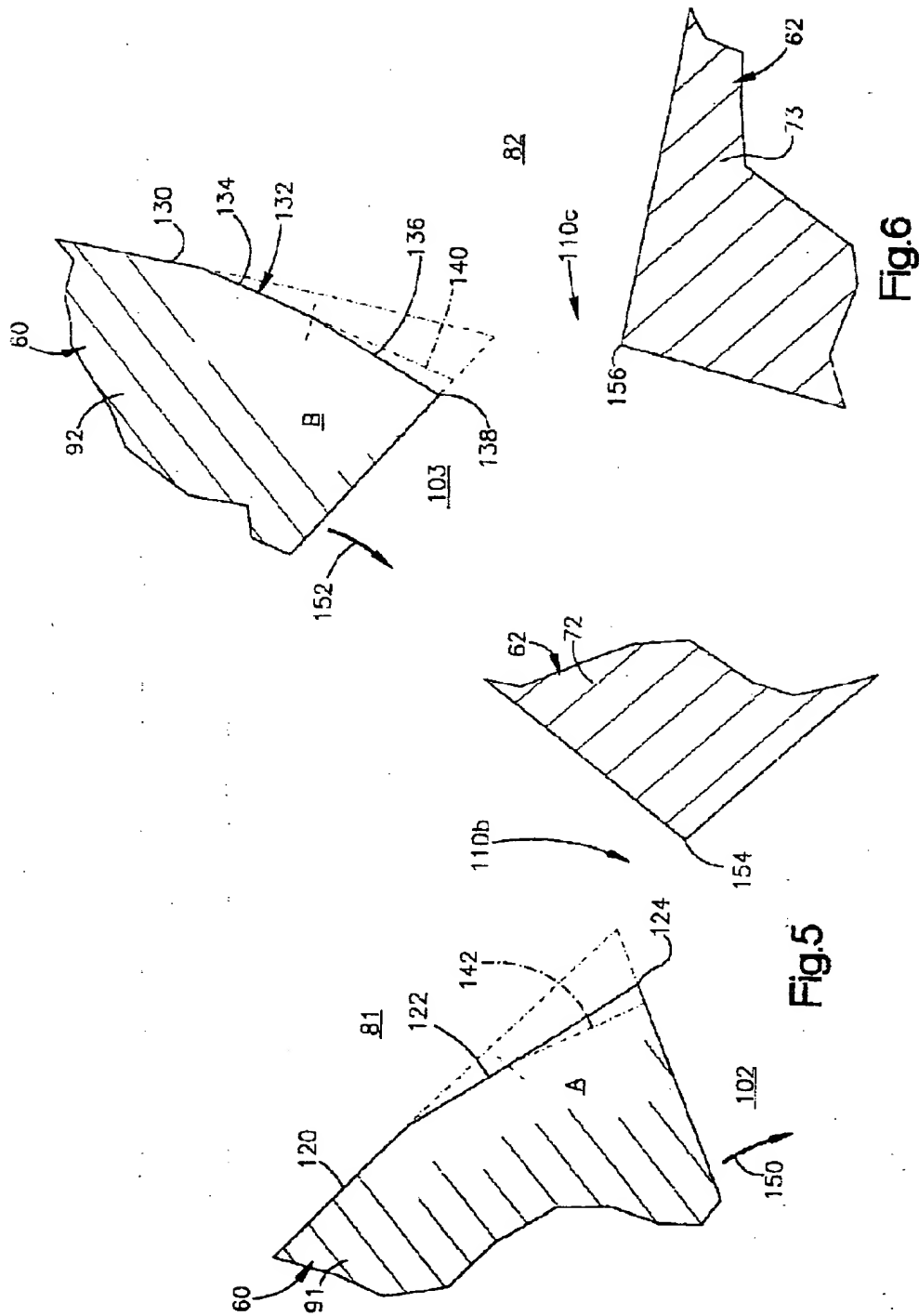


Fig.4



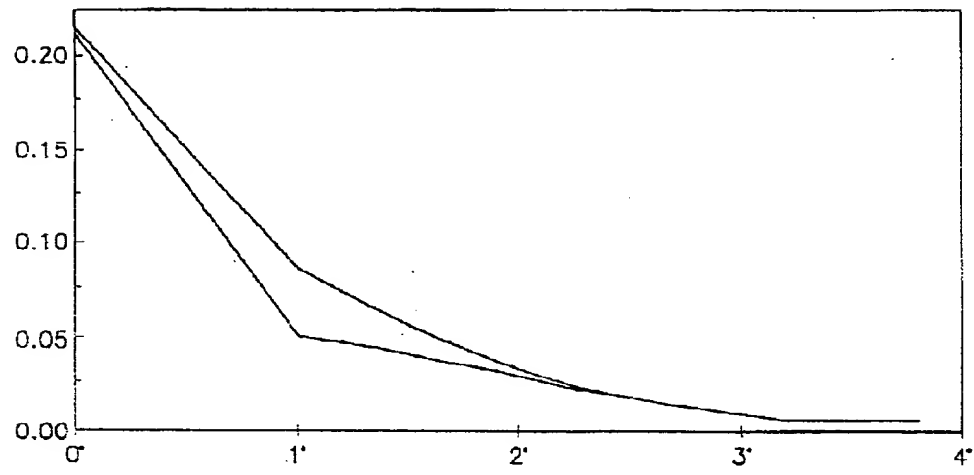


Fig.7

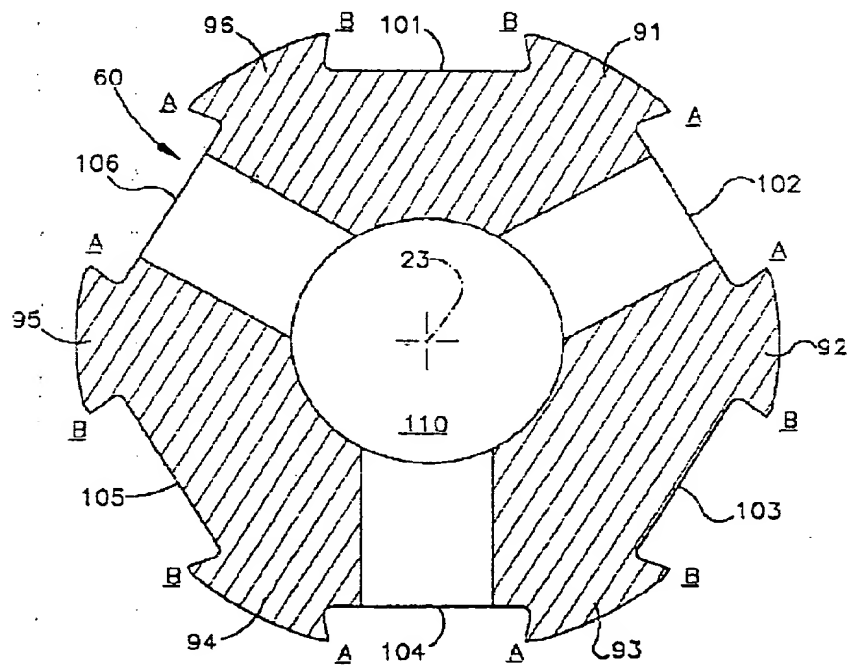


Fig.8

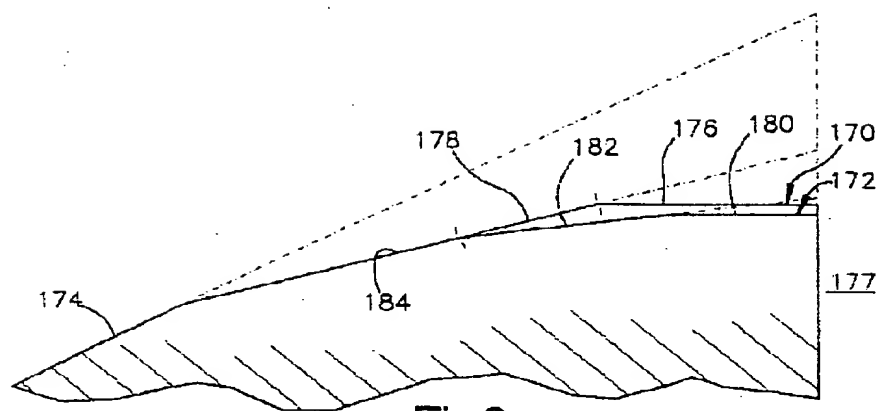


Fig.9

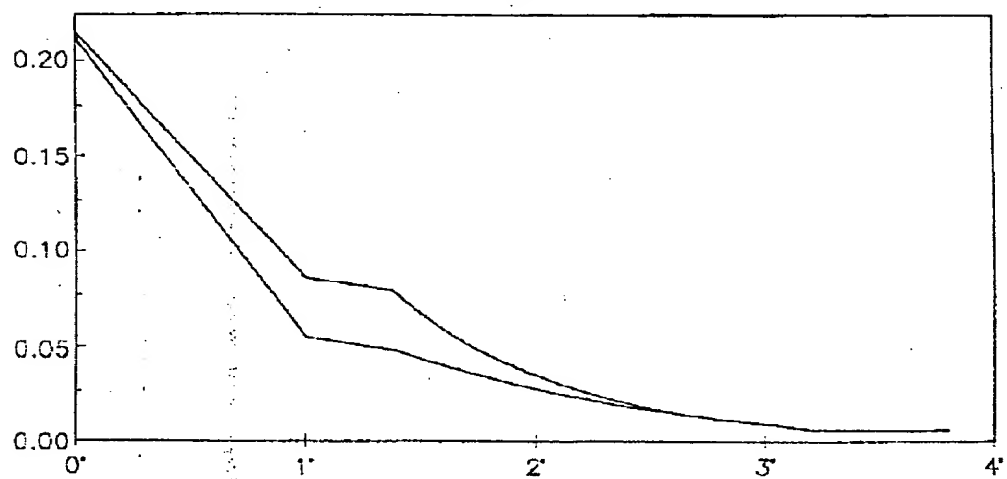


Fig.10

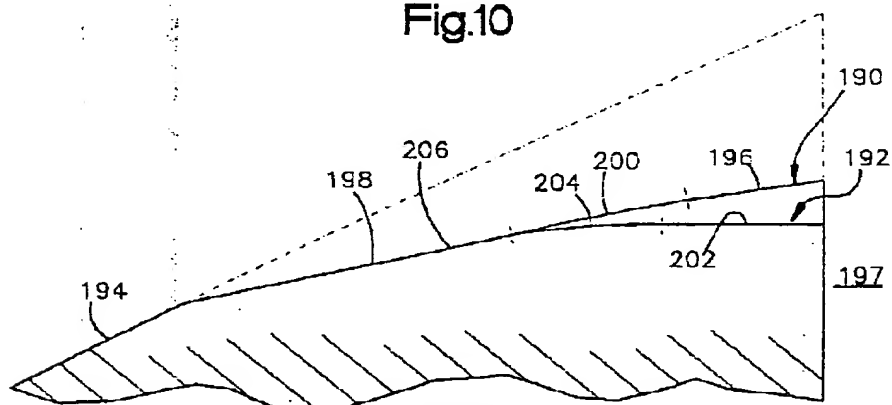


Fig.11

A hydraulic fluid control valve (18) includes first and second valve members (60, 62) which are rotatable relative to each other about an axis (23). The valve members (60, 62) define hydraulic fluid flow orifices (110) which are spaced apart circumferentially about the axis (23). The orifices (110) are variable in size such that an orifice (110a) enlarges when a pair of adjacent orifices (110b and 110c) constrict upon relative rotation of the valve members from neutral positions. The pair of constricting orifices (110b, 110c) initially constrict at unequal rates, and subsequently constrict at equal rates until reaching fully constricted conditions.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**